

особо отметить, что подавляющее большинство изобретений и разработок А.К. Сидоренко носят прикладной характер. Они опробованы и внедрены в производстве на многих предприятиях тяжелого машиностроения: на Ижорском заводе (г. Колпино), Сибтяжмаше (г. Красноярск), СЗТМ (г. Сызрань), ЭЗТМ (г. Электросталь), ПО КЗТС (г. Коломна), НКМЗ (г. Краматорск) и других.

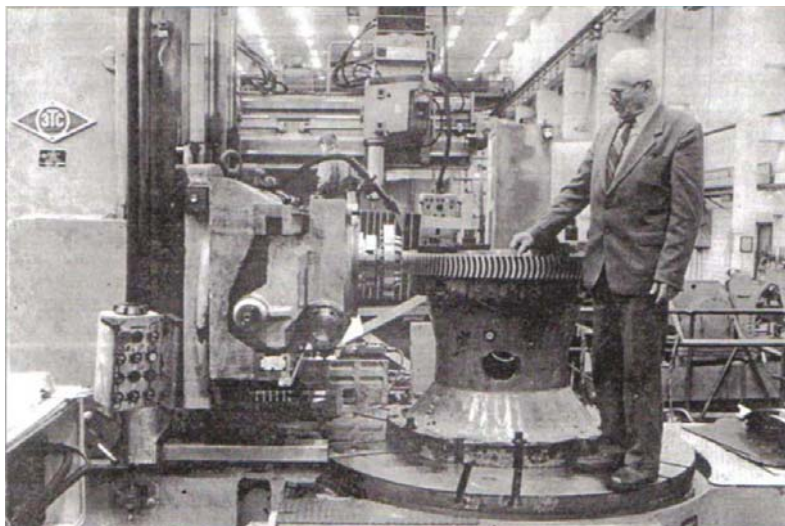


Рисунок 6 – А.К.Сидоренко у станка мод. 5А342ПФ2. 1989г., Коломенский ЗТС

Патриарх зубообработки А.К. Сидоренко прожил долгую трудовую и творческую жизнь. Он является автором оригинальных разработок, внедренных в промышленность, создал научный задел в области новых видов зубчатых передач, зуборезного оборудования и инструмента. Долг учеников и последователей продолжить работы патриарха, расширить их и внедрить в производство на общее благо технического прогресса. Это и будет наилучшая память о выдающемся специалисте и человеке – Александре Константиновиче Сидоренко.

**Список литературы:** 1. Сидоренко А.К. Прогрессивное зубофрезерование. – М.: Машиностроение, 1951. – 80с. 2. Сидоренко А.К., Адам Я.И., Овумян Г.Г. Производство крупных зубчатых передач. – М.: Машиностроение, 1961. – 155с. 3. Сидоренко А.К. Особенности изготовления крупномодульных колес. – М.: Машиностроение, 1976. – 112с. 4. Сидоренко А.К. Новый способ зубофрезерования крупномодульных колес. – НИИИНФОРМТЯЖМАШ. 1967.Х" 12-61-1. – 21с. 5. Шаповалов В.Ф., Гузенко В.С., Мироненко Е.В., Колесник В.Ф., Иванов С.А. Совершенствование технологии зубообработки крупномодульных закаленных колес. // Вестник ХПИ. – 2003. – №8. – С.142-147. 6. Сидоренко А.К. Зубчатая передача "70-НКМЗ". – М.: Машиностроение, 1984. – 80с. 7. Сидоренко А.К. Новые виды зубчатых передач. – М.: Машиностроение, 1990. – 129с. 8. Сидоренко А.К. Арочная цилиндрическая зубчатая передача "85-ПО КЗТС" (Геометрические расчеты и технологические приемы). – М.: ЦНИИТЭИТЯЖМАШ, 1993. – 170с. 9. Сидоренко А.К. Арочная передача по высоте зубьев "90-ВНИТИ". – Коломна, 1998. – 50с.

Поступила в редколлегию 08.06.09

УДК 621.833.6

**В.Т.АБРАМОВ**, к.т.н., доцент НАКУ "ХАИ"

**А.Н.ГЕТЕЯ**, начальник сектора ГП "ХАКБ"

**В.А.МАТУСЕВИЧ**, главный конструктор-директор ГП "ХАКБ"

**А.В.ШЕХОВ**, с.н.с. НАКУ "ХАИ"

## МЕТОДИКА ОПТИМИЗАЦИИ МНОГООРУБЕНЧАТОГО ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА ПО КРИТЕРИЮ МАССЫ

Розглянуто підхід до розробки програмної методики оптимізації загальної маси багатоступінчатого планетарного механізму з урахуванням умов міцності при згині та контакту. Оптиміальний розподіл передаточного відношення механізму по ступінням враховує можливі значення чисел зубців одної ступені.

The computing method of finding of the optimum result mass of planetary transmission from the conditions of bending and contact strength is considered. The optimum distribution transfer attitudes from the area of existence of number of teeth is given.

**Постановка проблемы.** Проектирование многоступенчатых планетарных механизмов относится к многовариантной задаче, решение которой выполняется, как правило, путем последовательного приближения к требуемым техническим условиям. Данное обстоятельство, в основном, связано с различным распределением общего передаточного отношения по ступеням такого механизма. Поэтому с целью ограничения возможных вариантов конструкции проектируемого механизма принимают ряд дополнительных требований по ее оптимизации. Например, для приводов, используемых в системах управления летательных аппаратов, работающих в старт-стопном режиме, такими требованиями являются быстродействие и масса привода. Дополнительные требования могут быть противоречивыми друг другу. Качество выбора оптимальной конструкции проектируемого механизма зависит от применяемой методики ее оптимизации.

**Анализ литературы.** Минимизации массы рядно-планетарных механизмов посвящено достаточно много работ, в частности [1-3]. Однако в этих работах не приводятся описания методик минимизации. В частности, в работе [2] приведены примеры определения распределения общего передаточного отношения по ступеням составных планетарных механизмов, обеспечивающие минимум их массы. Там же приводятся блок-схемы некоторых алгоритмов, которые применялись автором при решении этих примеров.

**Цель статьи.** Разработка программной методики минимизации суммарной массы многоступенчатого планетарного механизма  $\overline{AI} \times \dots \times \overline{AI}$  с учетом рекомендаций по распределению общего передаточного отношения по его ступеням, обеспечивающего выполнение условий изгибной и контактной

прочности. При этом рекомендации основаны на исследованиях, приведенные в работах [2, 3].

**Раздел.** На рисунке 1 представлена схема многоступенчатого планетарного механизма  $\overline{AI} \times \dots \times \overline{AI}$ . Сквозная нумерация всех зубчатых колес механизма показана на рисунке 1а. Локальная (в пределах одной ступени) нумерация зубчатых колес приведена на рисунке 1б.

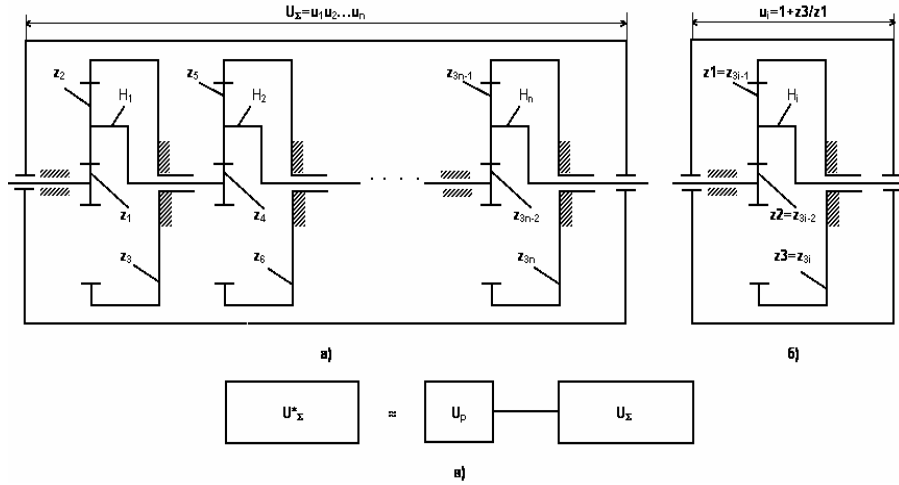


Рисунок 1 – Схема исследуемого механизма

Суммарная масса многоступенчатого планетарного механизма  $\overline{AI} \times \dots \times \overline{AI}$  определяется следующим образом [3]

$$M_{\Sigma} = M_1 + M_2 + \dots + M_n = \sum_{i=1}^n M_i, \quad (1)$$

где  $M_i$  – масса  $i$ -ой ступени механизма;  $n$  – число ступеней механизма.

Для вычисления массы  $M_i$  отдельной ступени механизма необходимо принять допущения, например, такие как в работах [1-2]. С учетом этого имеем

$$M_i = \frac{\pi \rho_i}{4} b_i d_i^2 \left( 1 + k_i \left( \frac{u_i - 2}{2} \right)^2 + n_{Mi} \frac{u_i^2}{4} \right), \quad (2)$$

где  $\rho_i$ ,  $b_i$ ,  $d_i$  – плотность материала, ширина венца и диаметр делительной окружности центрального зубчатого колеса;  $k_i$  – число сателлитов;  $n_{Mi}$  – коэффициент приведения масс корпуса, водила и неподвижного зубчатого коле-

са к массе условного диска;  $u_i$  – передаточное отношение ступени.

Подставив (2) в (1) и вынося за скобки общий множитель  $\frac{\pi \rho_1}{4} b_1 d_1^2$ , получим

$$M_{\Sigma} = \frac{\pi \rho_1}{4} b_1 d_1^2 \left( A_1 + \sum_{i=2}^{n-1} A_i B_i + A_n B_n \right), \quad (3)$$

где  $A_i = 1 + k_i \left( \frac{u_i - 2}{2} \right)^2 + n_{Mi} \frac{u_i^2}{4}$ ;  $B_i = \frac{\rho_i b_i d_i^2}{\rho_1 b_1 d_1^2}$  – безразмерные коэффициенты.

При конструировании многоступенчатого планетарного механизма  $\overline{AI} \times \dots \times \overline{AI}$ , исходя из технологических и экономических соображений, обычно принимают равные модули и ширины венцов, а также одинаковые материалы зубчатых колес отдельных ступеней. Такой подход обеспечивает, что коэффициенты  $B_i = 1$ . При этом прочность механизма достигается за счет величины  $b_1 d_1^2$ .

Изгибная прочность будет обеспечена, если выполнено следующее условие [1]

$$b_1 d_1^2 \geq \frac{2 T_{\text{блх}} (K_{F\beta} K_{Fv})_1 \Omega_{F1} (Y_{FS})_1 z_1}{U_{\Sigma} k_1 (\sigma_{FP})_1}, \quad (4)$$

где  $U_{\Sigma}$ ,  $T_{\text{блх}}$  – суммарное передаточное отношение и вращающий момент на выходе механизма;  $k_1$  – число сателлитов первой ступени;  $\Omega_{F1}$  – коэффициент неравномерности нагрузки среди сателлитов при расчете на изгибную прочность;  $K_{F\beta}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии;  $K_{Fv}$  – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса;  $Y_{FS}$  – коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений;  $\sigma_{FP}$  – допускаемое напряжение при изгибе;  $z_1$  – число зубьев центрального колеса первой ступени.

В формуле (4) нижний индекс 1 относится к первой ступени механизма.

Введем следующее обозначение коэффициента массы при расчете на изгибную прочность

$$C_F = \frac{\pi \rho_1}{4} \cdot \frac{2 T_{\text{блх}} (K_{F\beta} K_{Fv})_1 \Omega_{F1} (Y_{FS})_1}{(\sigma_{FP})_1}. \quad (5)$$

С учетом (5) выражение (3) представим в безразмерном виде

$$\overline{M}_F = \frac{M_{\Sigma}}{C_F} = \frac{z_1}{k_1 U_{\Sigma}} \left( A_1 + \sum_{i=2}^{n-1} A_i B_i + A_n B_n \right). \quad (6)$$

Если коэффициенты  $B_i = 1$  и приняты условия  $k_1 = k_2 = \dots = k_n = k$  и  $n_{M1} = n_{M2} = \dots = n_{Mn} = n_M$ , то выражение (6) примет вид

$$\overline{M}_F = \frac{z_1}{kU_\Sigma} \left( \sum_{i=1}^n A_i \right). \quad (7)$$

Из (7) следует, что значение безразмерной массы  $n$ -ступенчатого планетарного механизма  $\overline{AI} \times \dots \times \overline{AI}$  является функцией передаточных отношений отдельных его ступеней, т.е.  $\overline{M}_F = \overline{M}_F(u_1, u_2, \dots, u_n)$ .

Итак, при заданных параметрах  $n$ ,  $U_\Sigma$ ,  $z_1$ ,  $k$  и  $n_M$  минимум функции (7) зависит от распределения суммарного передаточного отношения механизма  $\overline{AI} \times \dots \times \overline{AI}$  по его ступеням.

Оптимальное распределение передаточных отношений  $n_{opt i}$  по ступеням механизма определяется решением следующей системы уравнений

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \overline{M}_F}{\partial u_j} &= 0, j = 1, n-1 \\ u_n &= \frac{U_\Sigma}{\prod_{j=1}^{n-1} u_j} \end{aligned} \right\}. \quad (8)$$

Решение системы (8) имеет вид [2]

$$u_{opt1} = u_{opt2} = \dots = u_{optn} = \sqrt[n]{U_\Sigma}. \quad (9)$$

Подставив (9) в (7), получим значение минимальной безразмерной суммарной массы механизма  $\overline{AI} \times \dots \times \overline{AI}$  при расчете на изгибную прочность

$$\overline{M}_{F \min} = \frac{z_1 n}{kU_\Sigma} \left( 1 + \frac{k}{4} \left( \sqrt[n]{U_\Sigma} - 2 \right)^2 + \frac{n_M}{4} \left( \sqrt[n]{U_\Sigma} \right)^2 \right). \quad (10)$$

Значение (10) получено с учетом ограничений, которые были приняты при выводе выражения (7).

Контактная прочность обеспечивается выполнением следующего условия [1]

$$b_1 d_1^2 \geq \frac{0.7 T_{\text{вых}} (K_{H\beta} K_{Hv})_1 \Omega_{H1} (Z_E)_1}{U_\Sigma k_1 (\cos^2 \alpha \cdot \text{tg} \alpha_w)_1 (\sigma_{HP})_1^2} \cdot \frac{u_1}{u_1 - 2}, \quad (11)$$

где  $\Omega_{H1}$  – коэффициент неравномерности нагрузки среди сателлитов при

расчете на контактную прочность;  $K_{H\beta}, K_{Hv}$  – коэффициенты аналогичные коэффициентам  $K_{F\beta}$  и  $K_{Fv}$  соответственно;  $Z_E$  – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес;  $\alpha, \alpha_w$  – угол профиля зуба и угол зацепления;  $\sigma_{HP}$  – допускаемое напряжение на контакт.

В формуле (11), как и в формуле (4), нижний индекс 1 относится к первой ступени механизма.

Введем коэффициент массы при расчете на контактную прочность

$$C_H = \frac{\pi p_1}{4} \frac{0.7 T_{\text{вых}} (K_{H\beta} K_{Hv})_1 \Omega_{H1} (Z_E)_1}{(\cos^2 \alpha \cdot \text{tg} \alpha_w)_1 (\sigma_{HP})_1^2}. \quad (12)$$

С учетом (12) выражение (3) запишем в безразмерном виде

$$\overline{M}_H = \frac{M_\Sigma}{C_H} = \frac{u_1}{k_1 U_\Sigma (u_1 - 2)} \left( A_1 + \sum_{i=2}^{n-1} A_i B_i + A_n B_n \right). \quad (13)$$

Принимаем условия, которые были приняты при выводе формулы (7). В результате получим

$$\overline{M}_H = \frac{u_1}{kU_\Sigma (u_1 - 2)} \left( \sum_{i=1}^n A_i \right). \quad (14)$$

Подобно безразмерной массе  $\overline{M}_F$  безразмерная масса (14) тоже является функцией передаточных отношений отдельных ступеней механизма  $\overline{AI} \times \dots \times \overline{AI}$ , т.е.  $\overline{M}_H = \overline{M}_H(u_1, u_2, \dots, u_n)$ .

Оптимальное распределение передаточных отношений  $n_{opt i}$  по ступеням механизма определяется решением следующей системы уравнений

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \overline{M}_H}{\partial u_j} &= 0, j = 1, n-1 \\ u_n &= \frac{U_\Sigma}{\prod_{j=1}^{n-1} u_j} \end{aligned} \right\}. \quad (15)$$

Решение системы (15) такое же, как и решение системы (8).

Минимальное значение безразмерной массы  $\overline{M}_H$  при расчете на контактную прочность достигается при распределении передаточных отношений по закону (9). В этом случае получим

$$\overline{M}_{H \min} = \frac{n^n \sqrt{U_\Sigma}}{k U_\Sigma (\sqrt[n]{U_\Sigma} - 2)} \left( 1 + \frac{k}{4} \left( \sqrt[n]{U_\Sigma} - 2 \right)^2 + \frac{n_M}{4} \left( \sqrt[n]{U_\Sigma} \right)^2 \right). \quad (16)$$

Применение закона (9) должно учитывать то обстоятельство, что передаточное отношение одной ступени механизма  $\overline{AI} \times \dots \times \overline{AI}$  не может быть произвольным. Для заданного диапазона чисел зубьев  $Z_n \leq Z \leq Z_g$  множество возможных передаточных отношений одной ступени  $u_i$  конечно и дискретно. Поэтому при конструировании многоступенчатого планетарного механизма  $\overline{AI} \times \dots \times \overline{AI}$ , имеющего минимальную массу  $\overline{M}_F$  (или  $\overline{M}_H$ ) и суммарное передаточное отношение  $U_\Sigma$  близкое к заданному значению  $U_\Sigma^*$  приходится решать следующие две основные задачи:

- определение необходимого числа ступеней  $n_{opt}$ ;
- выбор такого передаточного отношения одной ступени  $u_{opt1}$ , чтобы

выполнялось условие  $U_\Sigma^* - (u_{opt1})^{n_{opt}} \leq \Delta_{u\Sigma}$ , где  $\Delta_{u\Sigma}$  – допуск на реализацию требуемого общего передаточного отношения механизма.

Решение перечисленных задач выполняется при ограничениях, которые были приняты при выводе формул (7) и (14) соответственно.

Отметим следующее. Решение (9) получено при одном ограничении на передаточные отношения ступеней планетарного механизма  $\overline{AI} \times \dots \times \overline{AI}$ , а именно  $u_1 u_2 \dots u_{n-1} u_n = U_\Sigma$ . Однако при конструировании такого механизма кроме отмеченного ограничения имеются еще ограничения вида  $u_n^i \leq u_i \leq u_g^i$ .

Минимум безразмерной массы  $\overline{M}_F$  зависит от значения числа зубьев центрального колеса  $z_1$ . Однако не всегда можно выбрать значение  $z_1$  равное минимальному значению, например, 18.

Итак, сформулируем математическую постановку задачи минимизации суммарной массы многоступенчатого планетарного механизма  $\overline{AI} \times \dots \times \overline{AI}$ . Необходимо найти число ступеней механизма  $n_{opt}$  и передаточное отношение одной ступени  $u_{opt1}$ , при которых суммарная масса механизма будет наименьшей и реализуемое общее передаточное отношение механизма будет близко к требуемому значению. Поиск подходящего решения выполняют при следующих ограничениях на числа зубьев  $z_1, z_2$  и  $z_3$  одной ступени механизма:

$$Z_n \leq (z_1, z_2, z_3) \leq Z_g, Z1_n \leq z_1 \leq Z1_g, z_3 \leq Z3_g, \quad (17)$$

$$\frac{z_3 + z_1}{k} - \text{целое}, \frac{z_3 - z_1}{2} - \text{целое}, \left( z_1 + \frac{z_3 - z_1}{2} \right) \sin\left(\frac{\pi}{k}\right) \geq \frac{z_3 - z_1}{2} + 2, \quad (18)$$

$$\frac{z_3 - z_1}{2} \geq Z2_n, \quad (19)$$

где  $Z_n, Z_g$  – нижнее и верхнее значения допустимого числа зубьев;  $Z1_n, Z1_g$  – нижнее и верхнее значения числа зубьев для центрального зубчатого колеса  $z_1$ ;  $Z2_n$  – нижнее значение числа зубьев сателлита  $z_2$ ;  $Z3_g$  – верхнее значение числа зубьев неподвижного колеса  $z_3$ .

Первое условие в (17) определяет допустимый диапазон чисел зубьев. Второе условие – ограничение на возможные значения чисел зубьев подвижного центрального колеса. Третье условие в (17) – ограничение на габарит ступени.

Ограничения (18) – условия сборки, соосности и соседства соответственно.

Ограничение (19) определяет минимальное допустимое значение числа зубьев сателлита.

Ограничения (17)-(19) определяют возможные комбинации чисел зубьев  $z_1, z_2$  и  $z_3$  одной ступени механизма. Каждая такая комбинация реализует соответствующее передаточное отношение одной ступени. Общее число возможных передаточных отношений одной ступени равно  $M$ .

Далее необходимо найти такое значение числа ступеней  $n_{opt}$  из заданного диапазона ( $n_n, n_g$ ) и номер возможной комбинации чисел зубьев  $z_1, z_2$  и  $z_3$  одной ступени механизма  $j$  ( $1 \leq j \leq M$ ) для которых имеем

$$\left( U_\Sigma^* - (u_1^j)^{n_{opt}} \right) \wedge \left( \overline{M}_\Sigma \right) \Rightarrow \min_{j \in 1, M}. \quad (20)$$

В (20) безразмерная суммарная масса механизма  $\overline{M}_\Sigma$  вычисляется в форме  $\overline{M}_F$  или в форме  $\overline{M}_H$ .

Решение задачи (17)-(20) может быть выполнено путем целочисленного программирования или обычным поиском. Более простым с точки зрения реализации является обычный поиск. В случае нахождения значения  $n_{opt}$  без последовательного перебора числа ступеней приходится решать нелинейную систему уравнений тем или иным численным методом. При этом время решения может быть существенно большим.

В зависимости от того какая прочность (изгибная или контактная) является определяющей при проектировании многоступенчатого планетарного механизма  $\overline{AI} \times \dots \times \overline{AI}$  минимизацию (20) выполняют для соответствующей безразмерной суммарной массы (7) или (14).

Рассмотренная постановка минимизации суммарной массы многоступенчатого планетарного механизма  $\overline{AI} \times \dots \times \overline{AI}$  была применена при проектировании со следующими исходными данными: требуемое передаточное отношение  $U_\Sigma^* = 100$ , допуск на реализацию  $\Delta_{u\Sigma} = 0.01$ , диапазон чисел зубьев  $Z_n = 18, Z_g = 100$ , диапазон чисел ступеней  $n_n = 2, n_g = 10$ , диапазон чисел зубьев сателлита  $Z2_n = 18, Z2_g = 100$ , диапазон чисел зубьев неподвижного колеса  $Z3_g = 100$ .

точное отношение  $U_{\Sigma}^* = 1944$ ; число ступеней  $n \leq 10$ ; число сателлитов  $k=3$ ; коэффициент  $n_M = 5$ ; возможные числа зубьев  $Z_H = 18, Z_{\phi} = 180$ ; минимальное число зубьев сателлита  $Z_{2H} = 18$ ; число зубьев неподвижного центрального колеса не превышает  $Z_{3\phi} = 108$ .

В заданном диапазоне чисел зубьев  $Z_H \leq (z_1, z_2, z_3) \leq Z_{\phi}$  в соответствии с условиями (17)-(19) было найдено всего  $M=262$  возможных комбинаций чисел зубьев. Наименьшее передаточное отношение одной ступени составило  $2,5(z_1 = 72, z_2 = 18, z_3 = 108)$ , а наибольшее –  $7(z_1 = 18, z_2 = 45, z_3 = 108)$  соответственно.

**Случай 1.** Искомое передаточное отношение одной ступени может быть любым из допустимого диапазона. Минимум безразмерной массы  $\overline{M}_F$  был достигнут для  $n_{opt}=4$  и номера комбинации возможных чисел зубьев  $j=19(z_1 = 19, z_2 = 44, z_3 = 107)$ . При этом оптимальное передаточное отношение одной ступени  $u_{opt1} = 6,63158$ . В результате общее передаточное отношение механизма  $U_{\Sigma} = u_{opt1}^{n_{opt}} = 1934,05035$ . Ошибка получения требуемого значения  $U_{\Sigma}^* = 1944$  составила 0,5%. Минимум безразмерной массы  $\overline{M}_H$  был получен также при  $n_{opt}=4$  и  $j=19$ .

**Случай 2.** На искомое передаточное отношение одной ступени накладывают ограничение вида  $u_{optn} \leq u_{opt1} \leq u_{opt\phi}$ . Для значений  $u_{optn} = 3$  и  $u_{opt\phi} = 4,5$  минимум безразмерной массы  $\overline{M}_F$  был получен при  $n_{opt}=6$  и  $j=95(z_1 = 29, z_2 = 22, z_3 = 73)$ . Данная комбинация зубьев реализует  $u_{opt1} = 3,51724$  и соответственно  $U_{\Sigma} = u_{opt1}^{n_{opt}} = 1893,27214$ . Ошибка получения требуемого значения  $U_{\Sigma}^* = 1944$  составила около 2%. Такой же результат был получен при минимизации безразмерной массы  $\overline{M}_H$ .

Сравнение решений для рассмотренных случаев показало, что минимум суммарной безразмерной массы  $\overline{M}_F$  для первого случая превышает аналогичное значение для второго случая в 1,7 раза. Но решение для второго случая предполагает большее число ступеней, чем для первого случая.

Численные эксперименты с варьированием ограничений на значение  $u_{opt1}$  показали следующее. Наименьшее значение суммарной безразмерной массы механизма  $\overline{M}_F$  или  $\overline{M}_H$  достигается при  $n_{opt}=6$  и  $u_{opt1}=3,5(z_1 = 24, z_2 = 18, z_3 = 60)$ . Ранее этот результат был приведен в работе [3]. Но данное решение может не удовлетворять по условию минимального габарита

механизма из-за низкого значения параметра  $z_3$ . С другой стороны, передаточное отношение  $u_{opt1}=3,5$  реализует требуемое общее передаточное отношение механизма с ошибкой около 5,5%. Уменьшить эту ошибку можно за счет постановки на входе механизма рядной ступени с передаточным отношением  $U_p$ , как это показано на рисунке 1в. Чем больше ошибка в реализации

требуемого общего передаточного отношения  $U_{\Sigma}^*$ , тем большее передаточное отношение  $U_p$  надо обеспечивать. Это в свою очередь может привести к росту числа рядных ступеней и в конечном итоге к увеличению суммарной массы механизма.

Решение для случая 2 показывает, что число зубьев сателлита меньше числа зубьев центрального подвижного зубчатого колеса. На практике часто требуется обратное соотношение, т.е.  $z_2 \geq z_1$ . Если учесть это ограничение, то для случая 2 будет найдено  $n_{opt}=5$  и  $j=22(z_1 = 20, z_2 = 25, z_3 = 70)$ . Данная комбинация зубьев реализует  $u_{opt1} = 4,5$  и соответственно  $U_{\Sigma} = u_{opt1}^{n_{opt}} = 1845,28125$ . Ошибка получения требуемого значения  $U_{\Sigma}^* = 1944$  составила около 5%.

В состав ограничений задачи (17)-(20) можно добавить: проверку на отсутствие заклинивания зацепления  $z_2-z_3$ ; выбор некратного числа зубьев центрального колеса  $z_1$  числу сателлитов  $k$ ; условие обеспечения заданного межосевого расстояния.

Методика позволяет найти такой диапазон значений передаточного отношения одной ступени механизма, для которого значение его суммарной безразмерной массы расположено в заданном числовом интервале.

Подход по минимизации суммарной массы многоступенчатого планетарного механизма  $\overline{AI} \times \dots \times \overline{AI}$ , примененный в методике, справедлив к нулевым и смещено-нулевым зубчатым зацеплениям [2].

Рассмотренная методика минимизации массы многоступенчатого планетарного механизма  $\overline{AI} \times \dots \times \overline{AI}$  реализована в виде программы в среде пакета MathCAD версии не ниже 13. Программа проста в эксплуатации и легко модифицируется под новые задачи связанные с оптимизацией массы механизма.

**Выводы.** На основе исследований, выполненных в работах [1-3], разработана эффективная программная методика минимизации суммарной массы многоступенчатого планетарного механизма  $\overline{AI} \times \dots \times \overline{AI}$ , учитывающая допустимые комбинации чисел зубьев отдельной ступени механизма. Минимизация может быть выполнена при различных ограничениях накладываемых как на числа зубьев, так и на возможные передаточные отношения отдельной ступени.

**Список литературы:** 1. Проектирование планетарных механизмов, оптимальных по динамическим характеристикам: Учеб. пособие по курсов. и дипл. проектированию / В.А. Ткаченко, В.Т. Абрамов, М.Д. Коровкин. – Харьков: Харьк. авиац. ин-т, 1983. – 110с. 2. Ткаченко В.А. Планетарные механизмы (оптимальное проектирование). – Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т "Харьк. авиац. ин-т", 2003. – 446с. 3. Абрамов В.Т. Минимизация массы многоступенчатого планетарного механизма // Авиационно-космическая техника и технология. – Вып.33. – С.202-207.

Поступила в редколлегию 28.05.09

УДК 621.452.33-585:621.833

**В.М.АНАНЬЕВ**, ФГУП "ЦИАМ им. П.И. Баранова", Россия.  
**В.Л.ДОРОФЕЕВ**, ФГУП "ММП "Салют", Россия.  
**А.Л.КАПЕЛЕВИЧ**, AKGears, LLC, USA.

## НОВЫЕ ПОДХОДЫ К ПРОЕКТИРОВАНИЮ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ АВИАЦИОННЫХ РЕДУКТОРОВ

В статье приводятся сведения о новых подходах расчета и проектирования зубчатых передач для редукторов авиационных двигателей. Описанные подходы реализованы при проектировании турбовинтового газотурбинного двигателя ТВ7-117С (Россия), используемого на самолете ИЛ-114. Новизной редуктора ТВ7-117С является применение зубчатых колес с несимметричными зубьями [1, 2, 3]. При заданной толщине на вершине зуба переход от симметричных к несимметричным зубьям позволяет улучшить качественные показатели: во внешнем зацеплении солнечного колеса с сателлитом – за счет увеличения угла зацепления и во внутреннем зацеплении сателлита с эпициклом – за счет увеличения коэффициента перекрытия при уменьшении угла зацепления. При проектировании геометрии зубчатых передач с несимметричными зубьями использовался метод обобщающих параметров [4] или метод прямого проектирования [6], при котором сначала выбираются параметры зубчатых передач с необходимыми качественными показателями, а затем разрабатываются параметры производящих контуров инструмента. Такой подход к проектированию обеспечивает повышение несущей способности зубчатых передач, снижение динамических нагрузок и виброактивности, увеличение КПД и ресурса редуктора. Метод не ограничен только авиационной промышленностью, он начинает применяться в других отраслях промышленности.

**Введение.** О преимуществах передач с несимметричными профилями зуба для однонаправленной передачи крутящего момента написано много статей. Большинство авторов, например [7, 8], исследовали передачи с несимметричными зубьями, образованными несимметричным производящим контуром с заданными параметрами – традиционный метод проектирования. Вулгаков Э.Б. создал теорию эвольвентных передач в обобщающих параметрах [4] и разработал геометрию зубчатых передач с несимметричными зубьями. В дальнейшем эти работы развил Капелевич А.Л. [10], расширив диапазон параметров зубчатого зацепления по углу зацепления и по коэффициенту перекрытия.

**1. Параметры редуктора.** Редуктор двигателя ТВД ТВ7-117С спроектирован ОАО "КЛИМОВ" с учетом рекомендаций ФГУП "ЦИАМ им. П.И. Баранова" [5] и изготавливается на ОАО "ММП им. В.И. Чернышева".

Основные параметры редуктора представлены в таблице 1. Кинематическая схема редуктора аналогична редукторам ТВД АИ-20 и АИ-24.

Первая ступень – планетарно-дифференциальная, имеет три сателлита. Вторая соосная ступень имеет пять промежуточных колес с остановленными осями.

Таблица 1

Частота вращения на входе, об/мин	17500	
Частота вращения на выходе, об/мин	1200	
Общее передаточное отношение	14.6	
Габаритные размеры, мм: диаметр, длина	520 645	
Масса редуктора, кг	105	
Мощность на крейсерском режиме, л.с.	2500	
Максим. передаваемая мощность, л.с.	4000	

**2. Геометрия зубчатых зацеплений.** Параметры несимметричных зубьев были выбраны так, чтобы увеличить плотность передаваемой мощности, уменьшить динамические нагрузки и вибрации зубчатых колес [2].

Свободный синтез, обобщенное или прямое проектирование зубчатого колеса<sup>1</sup> представляет несимметричный зуб посредством двух эвольвент, образованных от двух различных основных окружностей и расположенных между переходной кривой и окружностью вершин зуба (рисунок 1). Переходная кривая между зубьями проектируется независимо, обеспечивая минимальную концентрацию напряжения при изгибе и необходимый радиальный зазор в зацеплении.

Зубчатые передачи с несимметричными зубьями (рисунок 2) могут иметь два зацепления с различными углами зацепления и коэффициентами перекрытия, которые названы как рабочее и нерабочее зацепления.

Рабочий угол зацепления  $\alpha_w$  и коэффициент перекрытия  $\varepsilon_\alpha$  для передачи с несимметричными зубьями определяются по формулам [2]:

$$\text{inv } \alpha_{wd} + \text{inv } \alpha_{wc} = [T (\text{inv } \nu_{1d} + \text{inv } \nu_{1c}) + u (\text{inv } \nu_{2d} + \text{inv } \nu_{2c}) - (T+1) 2 \pi / z_1] / (1+T u); \quad (1)$$

$$\varepsilon_{ad} = z_1 [\text{tg } \alpha_{a1d} + T u \text{tg } \alpha_{a2d} - T (1+T u) \text{tg } \alpha_{wd}] / (2 \pi);$$

$$\varepsilon_{ac} = z_1 [\text{tg } \alpha_{a1c} + T u \text{tg } \alpha_{a2c} - T (1+T u) \text{tg } \alpha_{wc}] / (2 \pi),$$

где  $u = z_2/z_1$  – передаточное число,  $T = 1$  для внешнего зацепления,  $T = -1$  для

<sup>1</sup> Свободный синтез, обобщенное или прямое проектирование – различные названия нового метода проектирования зубчатых передач